

Process for protecting a turbocompressor from operating in the unstable working range

Patent Number: ☐ US2001022938
Publication date: 2001-09-20
Inventor(s): BLOTENBERG WILFRIED (DE)
Applicant(s):
Requested Patent: ☐ DE10012380
Application Number: US20010803070 20010309
Priority Number(s): DE20001012380 20000314
IPC Classification: F04B49/00; F04B1/00
EC Classification: F04D27/02B
Equivalents: ☐ EP1134422, A3, ☐ US6551068

Abstract

To protect a turbocompressor (3) with a downstream process from operation in the unstable working range, a machine controller is used, which optionally contains besides a surge limit controller (15)-an intake pressure controller (11), an end pressure controller (20) and a bypass controller (9). A control matrix is determined from the position of a control unit (fuel gas control valve 6) determining the flow to the process, optionally taking into account additional influencing variables such as the compressor intake pressure and the compressor discharge pressure. The necessary position of the surge limit control valve (13) as well as of the bypass valve (8), of the intake pressure control valve (10) and of the actuating drive (22) for the compressor inlet vanes (21) is determined directly on the basis of the control matrix during a rapid transient change in the working position, and this actuating variable is directly superimposed as a manipulated variable to the surge limit control valve (13), the intake pressure controller (11), the end pressure controller (20) and the bypass controller (9).

Data supplied from the esp@cenet database - I2



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

①2 **Offenl gungsschrift**
①0 **DE 100 12 380 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁷:
F 04 D 27/02

②1 Aktenzeichen: 100 12 380.5
②2 Anmeldetag: 14. 3. 2000
④3 Offenlegungstag: 20. 9. 2001

DE 100 12 380 A 1

⑦1 Anmelder:
MAN Turbomaschinen AG GHH BORSIG, 46145
Oberhausen, DE

⑦4 Vertreter:
Radünz, I., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 40237 Düsseldorf

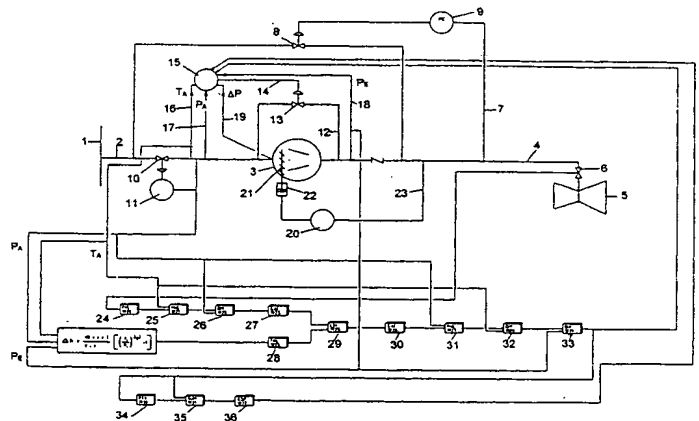
⑦2 Erfinder:
Blotenberg, Wilfried, Dr., 46535 Dinslaken, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:
DE 198 16 987 A1
DE 198 60 639
EP 03 35 105 B1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤4 Verfahren zum Schutz eines Turbokompressors vor Betrieb im instabilen Arbeitsbereich

⑤7 Zum Schutz eines Turbokompressors (3) mit einem nachgeschalteten Prozess vor einem Betrieb im instabilen Arbeitsbereich wird ein Maschinenregler verwendet, der neben einem Pumpgrenzregler (15) gegebenenfalls einen Saugdruckregler (11), einen Enddruckregler (20) und einen Bypassregler (9) enthält. Aus der Stellung eines den Durchfluss zum Prozess bestimmenden Stellorgans (Brenngasregelventil 6) wird unter Berücksichtigung gegebenenfalls weiterer Einflussgrößen wie Kompressoransaugdruck und Kompressoraustrittsdruck und Kompressoransaugtemperatur sowie dem Prozessdruck eine Steuermatrix ermittelt. Anhand der Steuermatrix wird bei einer schnellen transienten Arbeitspunktänderung die erforderliche Position des Pumpgrenzregelventils (13) sowie des Bypassventils (8), des Saugdruckregelventils (10) und des Stellantriebes (22) für die Kompressoreintrittsschaufeln (21) direkt ermittelt, und diese Steuergröße wird dem Pumpgrenzregelventil (13), dem Saugdruckregler (11), dem Enddruckregler (20) und dem Bypassregler (9) direkt als Stellgröße aufgeprägt.



DE 100 12 380 A 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Schutz eines Turbokompressors vor Betrieb im instabilen Arbeitsbereich mit den Merkmalen des Oberbegriffes des Anspruches 1.

Als Pumpen wird ein instabiler Zustand eines Turbokompressors bezeichnet, bei dem stoßweise oder periodisch Fördergas von der Druck- zur Saugseite zurückströmt. Dieser instabile Zustand tritt bei zu hohem Enddruck und/oder zu niedrigem Durchsatz auf. In dem durch Enddruck und Durchsatz oder davon abgeleiteten Koordinaten bestimmten Kennfeld kann deshalb eindeutig eine Linie definiert werden, die den stabilen vom instabilen Bereich trennt und als Pumpgrenze bezeichnet wird. Mittels der Pumpgrenzregelung soll verhindert werden, dass der Arbeitspunkt des Turbokompressors die Pumpgrenze erreicht und dadurch das Pumpen eintritt. Hierzu wird in einem Sicherheitsabstand von der Pumpgrenze eine Regellinie im Kennfeld festgelegt. Wenn der Arbeitspunkt die Regellinie überschreitet, wird ein vom Kompressoraustritt abzweigendes Entlastungsventil (Pumpgrenzregelventil) mehr oder weniger weit geöffnet, um Fördermedium abzublasen oder zur Saugseite umzublasen und dadurch den Enddruck zu senken und den Durchsatz zu steigern.

Es sind Regelverfahren zum Vermeiden des Kompressor-pumpens bekannt, bei denen durch Messung von Größen im Kompressoreintritt und -austritt (Druck, Temperatur, Durchfluss), die Lage des Kompressorarbeitspunktes im Kennfeld relativ zur Stabilitätsgrenze (Pumpgrenze) bestimmt wird und daraus Steuersignale zur Verstellung von Pumpgrenzregelventilen (Abblase- oder Umblaseventilen) hergeleitet werden. Maßgeblich für den Betrieb des Turbokompressors sind der Durchfluss durch den Turbokompressor sowie Druck und Temperatur am Eintritt und Austritt des Turbokompressors. Aus diesem Grund werden die Messstellen stets so dicht wie möglich zum Turbokompressor hin verlagert.

Der bekannte Stand der Technik beschäftigt sich mit Maßnahmen, deren Ziel darin besteht, eine Verschiebung des Arbeitspunktes in Richtung Pumpgrenze frühzeitig zu erkennen und vorausschauend darauf zu reagieren. Andere Maßnahmen haben das Ziel, Nichtlinearitäten des Regelkreises zu linearisieren, um in allen Arbeitsbereichen ein optimales Antwortverhalten des Regelsystems zu erhalten.

In der EP-PS 335 105 ist ein Verfahren beschrieben, welches durch Messung einer Prozessstörung so dicht wie möglich am Entstehungsort, das heißt so weit wie möglich entfernt vom Turbokompressor, eine Störung zu erfassen und darauf zu reagieren. Dieses Patent unterstellt, dass eine Störung am Entstehungsort früher messtechnisch erfassbar ist als am Turbokompressor selbst und dass dadurch ein zeitlicher Vorlauf entsteht, der sich positiv auf das Regelverhalten auswirkt. Auch dieses Patent verwendet allerdings die Messdaten nahe am Entstehungsort der Störung lediglich dazu, sie genauso zu behandeln wie die Messgrößen, die direkt am Turbokompressor gemessen werden. Die Messgrößen werden in einem geschlossenen Regelkreis verwendet. Dieses Verfahren hat aber den Nachteil, dass es eine Abweichung benötigt, um eine Änderung der Ausgangsgröße zu bewirken.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, das gattungsgemäße Verfahren derart zu gestalten, dass der instabile Zustand des Turbokompressors sicherer und schneller erfasst und behoben werden kann.

Diese Aufgabe wird bei einem gattungsgemäßen Verfahren erfindungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruches 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Der wesentliche Erfindungsgedanke der Erfindung besteht darin, aus einer Messung des Durchflusses zum Prozess so dicht wie möglich am Prozess eine Größe zu errechnen, die dem zukünftigen Durchfluss durch den Turbokompressor entspricht und aus dieser Messgröße eine Korrekturgröße abzuleiten, die das Pumpgrenzregelventil des Turbokompressors direkt betätigt. Auf diese Weise wird es möglich, zum Schutz des Turbokompressors vor einem Betrieb im instabilen Arbeitsbereich das Pumpgrenzregelventil vorausschauend zu öffnen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird im folgenden näher erläutert. Die Zeichnung zeigt das Fließschema eines Verfahrens zum Schutz eines Turbokompressors vor einem Betrieb im instabilen Arbeitsbereich.

Aus einer Pipeline 1 wird über eine Brenngasleitung 2 ein Brenngas entnommen, in einem Turbokompressor 3 von z. B. 25 bar Pipelinedruck auf einen Druck von 52 bar komprimiert und über eine Abgabeleitung 4 einer Gasturbine 5 zugeführt. Vor Eintritt in die Gasturbine 5 ist in der Abgabeleitung 4 ein Brenngasregelventil 6 vorgesehen.

Bei stark schwankendem Eintrittsdruck kann dem Turbokompressor 3 in der Brenngasleitung 2 ein Saugdruckregelventil 10 vorgeschaltet werden. Die Aufgabe dieses Saugdruckregelventils 10 besteht darin, bei schwankendem Pipelinedruck mittels eines Saugdruckreglers 11 einen konstanten Eintrittsdruck für den Turbokompressor 3 aufrechtzuerhalten.

Der Kompressoraustrittsdruck wird von einem Enddruckregler 20 auf konstante Werte geregelt, indem die Kompressoreintrittsleitschaukeln 21 über einen Stellantrieb 22 verstellt werden. Der Enddruck wird über Druckmessfühler gemessen und über eine Signalleitung 23 übermittelt. Konstruktionsbedingt können die Kompressoreintrittsleitschaukeln 21 innerhalb von 15 bis 60 Sekunden den gesamten Stellhub durchfahren.

Sollte der Pipelinedruck auf Werte oberhalb des erforderlichen Gasturbineneintrittsdruck steigen können, ist eine Bypassleitung 7 vorgesehen, die den Turbokompressor 3 umgeht und in der ein Bypassventil 8 angeordnet ist. Über diese Bypassleitung 7 kann die Gasturbine 5 unter Umgehung des Turbokompressors 3 direkt mit Brenngas versorgt werden, wenn der Pipelinedruck oberhalb des benötigten und durch den Turbokompressor 3 erzeugten Kompressoraustrittsdruckes liegt. Das Bypassventil 8 ist mit einem Bypassdruckregler 9 verbunden.

Von der Abgabeleitung 4 ist hinter dem Turbokompressor 3 eine Umblaseleitung 12 abzweigend, die in die Brenngasleitung 2 vor dem Turbokompressor 3 zurückgeführt ist. In der Umblaseleitung 12 ist ein Umblase- oder Pumpgrenzregelventil 13 angeordnet, das über eine Steuerleitung 14 mit einem Pumpgrenzregler 15 verbunden ist. Über diese Umblaseleitung 12 kann Brenngas zur Saugseite des Turbokompressors 3 umgeblasen werden.

In der Brenngasleitung 2 ist ein Temperaturfühler zur Erfassung der Ansaugtemperatur T_A des Brenngases sowie ein Druckfühler zur Messung des Ansaugdruckes P_A und in der Abgabeleitung 4 ist ein Druckfühler zur Messung des Kompressoraustrittsdruckes P_E angeordnet. Diese Messeinrichtungen sind über Messleitungen 16, 17, 18 mit dem Pumpgrenzregler 15 verbunden. Ferner wird am Kompressoreintritt an einer Drosselstelle die Druckdifferenz ΔP bestimmt. Die Drosselstelle ist ebenfalls über eine Messleitung 19 mit dem Pumpgrenzregler 15 verbunden.

Das Brenngasregelventil 6 der Gasturbine 5 kann in etwa 0,1 Sekunde schließen. Demzufolge kann auch der Brenngasdurchfluss innerhalb dieser Zeit vom Nennwert auf null reduziert werden. Bei einem Lastabwurf des durch die Gas-

turbine 5 angetriebenen Generators muss der Brenngasdurchfluss z. B. innerhalb von 0,1 Sekunden bis auf wenige Prozent reduziert werden. Um die Gasturbine 5 weiter in Betrieb halten zu können, muss der Brenngasdruck aber auf dem Nennwert gehalten werden.

Bei den bisher bekannten Regelverfahren wird der Ansaugdurchfluss in den Turbokompressor 3 und die Enthalpiedifferenz des Turbokompressors 3 ermittelt. Hierzu werden der Durchfluss sowie der Druck im Kompressoreintritt und -austritt sowie die Temperatur im Eintritt des Turbokompressors 3 gemessen und daraus die Enthalpiedifferenz errechnet. Kurz nach einer Laständerung der Gasturbine 5 wird der Ansaugdurchfluss des Turbokompressors 3 abnehmen und die Enthalpiedifferenz wird aufgrund steigenden Enddrucks ansteigen. Der Kompressorarbeitspunkt bewegt sich in Richtung Pumpgrenze. Der Enddruckregler 20 bemerkt den Anstieg und reagiert mit einem Schließen der Kompressoreintrittsleitschaulen 21. Hierdurch wird der Kompressorenddruck auf konstanten Werten gehalten, Der Arbeitspunkt nähert sich allerdings der Pumpgrenze.

Nimmt der Durchfluss der Gasturbine 5 weiter ab, kann der Arbeitspunkt die der Pumpgrenze vorgelagerte Regellinie erreichen. Die Pumpgrenzregelung des Turbokompressors 3 reagiert nun auf eine weitere Arbeitspunktverschiebung und öffnet das Pumpgrenzregelventil 13 von der Druckseite zur Saugseite des Turbokompressors 3. Je nachdem, wie schnell der Regler reagieren kann, ist eine entsprechende Erhöhung des Brenngasdrucks die Folge. Möglicherweise steigt der Druck so weit an, dass die Gasturbine 5 aus Sicherheitsgründen völlig abgeschaltet werden muss.

Ein bekanntes Regelverfahren nutzt zur Konstanzhaltung des Kompressorenddruckes bei einer Lastreduzierung der Gasturbine 5 das Pumpgrenzventil 13. Der Pumpgrenzregler 15 erhält bei diesem Verfahren eine Enddruckbegrenzungsregelung, die bei einem Ansteigen des Kompressorenddruckes das Pumpgrenzventil 13 derart öffnet, dass der Enddruck konstant gehalten wird. Der Sollwert dieses Enddruckbegrenzungsreglers liegt geringfügig über dem Sollwert des Enddruckreglers 20, so dass dieser stationär die Kompressoreintrittsleitschaulen 21 so weit schließt, dass das Umblaseventil völlig geschlossen ist.

Ein anderer bekannter Ansatz öffnet mit dem Lastabwurf der Gasturbine 5 ein Kompressorlastungsventil. Dies hat aber zur Folge, dass entweder zu wenig oder zu viel Gas um den Turbokompressor 3 herum umgeblasen wird, insbesondere wenn berücksichtigt wird, dass die Gasturbine 5 vor Eintritt des Lastabwurfs beliebige Lastpunkte mit beliebigen Brenngasdurchflüssen gefahren haben kann. Die Folge ist, dass bei Betriebsweisen außerhalb des Auslegungspunktes der Druck entweder deutlich ansteigt oder abfällt. Beides hat den gleichen negativen Effekt auf den Brenngasdruck und den Betrieb der Gasturbine 5.

Ein deutlich besseres Regelverhalten lässt sich mit dem erfindungsgemäßen Verfahren erreichen. Nimmt bei diesem Regelverfahren das Brenngasregelventil 6 eine andere Stellung ein, hat dies einen geänderten Brenngasdurchfluss zur Gasturbine 5 zur Folge. Zeitlich versetzt wird auch der Durchfluss durch den Turbokompressor 3 abnehmen, um stationär einen neuen Wert anzunehmen, der sich als direkte Folge der Änderung der Brenngasregelventilstellung einstellt. Die nicht mehr von der Gasturbine 5 abgenommene Brenngasmenge muss über die Umblaseleitung 12 abgeblasen werden. Statt auf eine messbare Änderung der Parameter Druck vor bzw. hinter dem Turbokompressor 3 oder den Durchfluss im Turbokompressor 3 zu warten, lässt sich aus der Stellung des Brenngasregelventils 6 direkt eine Stellgröße für das Pumpgrenzregelventil 13 herleiten. Diese Korrekturgröße steht deutlich früher zur Verfügung als die ge-

messene Änderung von Ansaugdurchfluss und Enddruck, bzw. Enthalpiedifferenz. Mit diesem Verfahren ist es sogar möglich, eine Druckänderung des Brenngasdrucks vollständig zu vermeiden.

In einem Funktionsgeber 24 (FNL 1920) wird aus der Stellung des Brenngasregelventils 6 der Massenstrom durch das Brenngasregelventil 6 ermittelt. Hat das Brenngasregelventil 6 eine lineare Kennlinie und ist der Druck vor und hinter dem Brenngasregelventil 6 konstant (was normalerweise der Fall ist) kann auf eine Berücksichtigung dieser Größen verzichtet werden. Hat das Brenngasregelventil 6 eine lineare Kennlinie, ist in diesem Funktionsgeber 24 (FNL 1920) lediglich der Verlauf einer Gerade einzugeben. Bei nichtlinearen Kennlinien kann der Verlauf der Kennlinie als Polygonzug oder Formel gespeichert sein. Sind Druck oder Temperatur vor bzw. hinter dem Brenngasregelventil 6 variabel, kann durch Berücksichtigung dieser Größen aus den bekannten Dimensionierungsgleichungen für Regelventile der aktuelle Massenstrom errechnet werden.

In einem Multiplizierer 25 (MUL 1921) und einem Dividierer 26 (DIV 1922) wird durch Multiplikation mit der Kompressoransaugtemperatur T_A und Division durch den Ansaugdruck P_A der Volumenstrom im Kompressoreintritt errechnet. In einem Verstärker 27 (GAI 1923) kann ein Skalierungsfaktor zur Messbereichsanpassung eingefügt werden.

Ein weiterer Funktionsgeber 28 (FNL 1924) bestimmt den Verlauf der Pumpgrenze bzw. der Regellinie (Umblaselinie, Abblaselinie) des Pumpgrenzreglers 15 aus der Enthalpiedifferenz Δh . Die Enthalpiedifferenz wird als Funktion des Kompressoraustrittsdruckes P_E , des Ansaugdruckes P_A und der Ansaugtemperatur T_A im Pumpgrenzregler 15 errechnet und steht dort zur Verfügung.

Der Ausgang des Verstärkers 27 (GAI 1923) beschreibt den Ansaugvolumenstrom, der sich im Kompressoreintritt einstellt, wenn die aktuelle Fahrweise bis zum Erreichen des stationären Zustands bestehen bleibt. Der Ausgang des Funktionsgebers 28 (FNL 1924) beschreibt den zugehörigen Durchfluss an der Pumpgrenze bzw. an der Regellinie. Aus der Differenz dieser beiden Größen kann ermittelt werden, ob der Turbokompressor 3 den Durchfluss zur Gasturbine 5 ohne Umblasen fördern kann oder nicht. Ist der Durchfluss (Ausgang des Verstärkers 27 (GAI 1923)) größer als der Durchfluss an der Pumpgrenze (Ausgang des Funktionsgebers 28 (FNL 1924)), ist keine Aktion erforderlich. Ist der Ausgang des Verstärkers 27 (GAI 1923) kleiner als der des Funktionsgebers 27 (FNL 1924), muss die Differenz über die Umblaseleitung 12 durch das Pumpgrenzregelventil 13 von der Druckseite zur Saugseite umgeblasen werden, damit der Turbokompressor 3 an der Pumpgrenze bzw. auf der Regellinie betrieben wird und die Gasturbine 5 trotzdem die reduzierte Gasmenge bei konstantem Druck erhält.

Ein Limitierer 29 (LIM 1925) hat eine begrenzende Funktion. Er lässt nur negative Werte passieren und begrenzt positive Werte auf null. Damit wird nur dann eine Steuergröße erzeugt, wenn die Differenz negativ ist, das heißt das Pumpgrenzregelventil 13 öffnen muss, um den Turbokompressor 3 stabil im Kennfeld betreiben zu können.

Der Durchfluss durch das Pumpgrenzregelventil 13 wird im Wesentlichen durch die Stellung des Pumpgrenzregelventils 13 und den Druck vor dem Pumpgrenzregelventil 13 bestimmt. Der Druck vor dem Pumpgrenzregelventil 13 ist weitgehend identisch mit dem Kompressorenddruck. Ein Verstärker 30 (GAI 1926) gestattet eine möglicherweise erforderliche Skalierung, und ein Multiplikator 31 (MUL 1927) und ein Dividierer 32 (DIV 1928) ermitteln durch Multiplikation mit dem Saugdruck P_A und Division durch die Ansaugtemperatur T_A eine Bestimmung des zugehöri-

gen Massenstroms. Durch Division durch den Kompressorrenddruck P_E in einem Dividierer 33 (DIV 1929) wird hieraus die zugehörige Öffnung des Pumpgrenzregelventils 13 ermittelt.

Die Aufgabe dieser Steuergrößenaufschaltung besteht also lediglich darin, bei einer Änderung des Ausgangs des Dividierers 33 (DIV 1929) eine entsprechende Verstellung des Pumpgrenzregelventils 13 vorzunehmen. Der Ausgang des Dividierers 33 (DIV 1929) kann dem Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 direkt aufaddiert werden.

Sollte die Kennlinie des Pumpgrenzregelventils 13 nicht-linear sein oder Druck bzw. Temperatur vor oder hinter dem Pumpgrenzventil variabel sein, kann durch Verwendung der bekannten Dimensionierungsgleichungen für Regelventile die erforderliche Öffnung des Pumpgrenzregelventils 13 ermittelt werden.

Die Steuergröße kann entweder direkt und ausschließlich den Stellungssollwert für das Pumpgrenzregelventil 13 bestimmen. Dieses Verfahren hat den Vorteil, dass der Turbokompressor 3 stets im gleichen Arbeitspunkt gefahren wird und damit sichergestellt ist, dass auch der Brenngasdruck im Austritt des Turbokompressors 3 stets konstant gehalten wird.

Vorzuziehen ist allerdings ein Verfahren, bei dem die Steuergröße zusätzlich zum Pumpgrenzregler 15 wirkt und die Steuergröße entweder dem Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 aufaddiert wird oder auf eine der nachfolgend beschriebenen Weisen dem Reglerstellsignal aufgeprägt wird.

Die Steuergröße und das Ausgangssignal des Pumpgrenzreglers 15 herkömmlicher Bauart werden zueinander addiert, die Summe beider Größen bildet den Sollwert für das Pumpgrenzregelventil 13. Bei einem solchen Verfahren muss durch zusätzliche Maßnahmen verhindert werden, dass der Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 übersteuert. Pumpgrenzregler 15 und Pumpgrenzregelventil 13 müssen einen sich entsprechenden Signalbereich aufweisen, z. B. 4 mA bis 20 mA. Der Wert von 4 mA entspricht dem minimalen Ausgangssignal des Pumpgrenzreglers 15 und der Wert von 20 mA dem maximalen Ausgangssignal. Bei einem Wert von 4 mA ist das Pumpgrenzregelventil 13 völlig geöffnet, bei einem Wert von 20 mA völlig geschlossen. Durch begrenzende Maßnahmen im Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 ist sichergestellt, dass die Stellgröße des Pumpgrenzreglers 15 den Wert von 20 mA nicht überschreiten und den Wert von 4 mA nicht unterschreiten kann. Dabei reicht es nicht, die Stellgröße im Ausgang zu begrenzen, es ist vielmehr der Integralteil des Pumpgrenzreglers 15 derart zu begrenzen, dass er auch bei größerer bleibenden Regelabweichungen stets nur solche Werte annimmt, dass die Addition aus Integralteil und Proportionalteil die zulässigen Grenzen nicht über- bzw. unterschreitet.

Wird nun eine Steuergröße zum (begrenzten) Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 addiert, führt dies dazu, dass die Begrenzungen des Integralteils im Pumpgrenzregler 15 falsch wirken. Die Summe aus Reglerausgang und Steuergröße kann entweder 20 mA übersteigen oder 4 mA unterschreiten. Um dies zu verhindern, sind erfindungsgemäß weitere Maßnahmen erforderlich.

Eine mögliche Maßnahme besteht darin, die Grenzen des Integralteil des Pumpgrenzreglers 15 stets derart unter Berücksichtigung der Steuergröße nachzuführen, dass die Grenzen erreicht werden können, aber nicht überschritten werden.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, den Integralteil des Pumpgrenzreglers 15 bei einer Abweichung zwischen Reglerausgang und Ventilstellung derart nachzuführen, dass die Abweichung zu null wird. Vorteilhafterweise wird dies derart gestaltet, dass die Nachführung immer nur dann er-

folgt, wenn die Differenz aus Ventilstellung und Stellgröße einen Grenzwert übersteigt. Hiermit wird sichergestellt, dass der Integralteil auch bei falsch gewählten Grenzen nicht unzulässig weit von der Stellung des Pumpgrenzregelventils 13 abweichen kann und damit letztlich die Begrenzung des Ventilstellantriebs als einzige aktive Grenze gewählt wird.

Eine alternative Lösung besteht darin, dass die Steuergröße dynamisch gestaltet wird. Statt bei einer Verschiebung des Arbeitspunktes in einen neuen stationären Arbeitspunktes näher an der Pumpgrenze eine konstante Steuergröße zu verarbeiten, wird die Steuergröße nachgebend gestaltet. Dies geschieht durch die nachgebende Summierung in dem Verzögerungsglied 34 (PT1 1930) und dem Summierer 35 (SUM 1931).

Solange der Ausgang des Dividierers 33 (DIV 1929) stationär ist, sind beide Eingänge des Summierers 25 (SUM 1931) vom Betrag gleich, da der Ausgang des Verzögerungsglieds 34 (PT1 1930) nach Abklingen des Einschwingvorgangs seinem Eingang entspricht. Verändert sich nun das Signal des Dividierers 33 (DIV 1929) dynamisch, folgt der Ausgang des Verzögerungsglieds 34 (PT1 1930) nur verzögert. Der Summierer 35 (SUM 1931) sieht vorübergehend ein von null abweichendes Signal, das dem Pumpgrenzregler 15 aufgeschaltet wird, stationär wird dieses Signal zu null. Der Ausgang von Summierer 35 (SUM 1931) kann dem Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 direkt aufaddiert werden.

Eine weitere alternative Lösung besteht darin, dass die obere Grenze des Pumpgrenzreglers 15 adaptiv auf den Wert "100% minus Steuergröße" (Ausgang des Summierers 35 (SUM 1931)) gesetzt wird. Der Pumpgrenzregler 15 kann dann maximal nur noch diesen Wert annehmen. Hier gilt es zu bedenken, dass der Pumpgrenzregler 15 bei maximalem Ausgangssignal "100%" das Pumpgrenzregelventil 13 völlig geschlossen und bei minimalem Ausgangssignal "0" völlig geöffnet hat. Im Normalbetrieb beträgt der Ausgang des Pumpgrenzreglers 15 100% und das Pumpgrenzregelventil 13 ist geschlossen. Eine Reduzierung der Obergrenze des Pumpgrenzreglerausgangssignals hat also zwangsläufig eine entsprechende Öffnung des Pumpgrenzregelventils 13 zur Folge. Gleichzeitig kann auch die untere Grenze des Pumpgrenzreglers 15 auf die Steuergröße adaptiert werden (Block 36 (ADP 1932)).

Durch die Begrenzung der Steuergröße im Ausgang des Limitierers 29 (LIM 1925) wird bewirkt, dass ein Steuergrößensignal und damit eine Öffnung des Pumpgrenzregelventils 13 nur dann erfolgt, wenn der neue Arbeitspunkt so weit links im Kennfeld liegt, dass der Massendurchfluss zur Gasturbine 5 kleiner ist als der minimal zulässige Kompressor-massenstrom. In allen anderen Fällen, das heißt wenn der Zielpunkt rechts der Regellinie liegt, bleibt das Pumpgrenzregelventil 13 geschlossen.

Es kann allerdings durchaus wünschenswert sein, jegliche schnelle Durchflussänderung durch das Brenngasregelventil 6 über das Pumpgrenzregelventil 13 abzufangen, da das Pumpgrenzregelventil 13 normalerweise wesentlich kürzere Steilzeiten (wesentlich höhere Stellgeschwindigkeiten) aufweist als die Kompressorleitschaulen. In diesem Fall sind die Begrenzungen in dem Limitierer 29 (LIM 1925) unwirksam zu machen.

Wird zusätzlich zum Pumpgrenzregelventil 13 ein Saugdruckregelventil zur Reduzierung des Kompressor-saugdrucks bei variablen Pipelinedrücken eingesetzt, stellt sich die gleiche Problematik bei plötzlichen Laständerungen der Gasturbine 5.

Das Öffnen des Saugdruckregelventils 10 ist eine Funktion der Druckdifferenz zwischen Pipelinedruck und Kom-

pressorsaugdruck sowie dem Durchfluss durch das Saugdruckregelventil 10. Mit abnehmendem Massenstrom bei konstanten Drücken muss das Saugdruckregelventil 10 schließen, bei steigendem Massenstrom muss es öffnen. Steigt der Pipelinedruck bei konstantem Massenstrom, muss das Saugdruckregelventil 10 schließen und bei fallendem Pipelinedruck öffnen.

Änderungen des Pipelinedrucks erfolgen normalerweise langsam, da ein großes Speichervolumen wirksam ist. Durchflussmassenstromänderungen können aber schnell, d. h. mit einem Gradienten von 100% Änderung in 0,1 Sekunde erfolgen. Erfindungsgemäß kann das Regelverhalten bei einer schnellen Störung an der Gasturbine 5 auch hier deutlich verbessert werden. Aus der Position des Brenngasregelventils 6 lässt sich unter Berücksichtigung des Pipelinedrucks die erforderliche Position des Saugdruckregelventils 11 direkt errechnen. Der Enddruckregler 20 braucht nicht mehr die gesamte Störung auszuregulieren sondern nur noch den verbleibenden Regelfehler. Hierzu wird die Stellgröße (Reglerausgang) und das Steuersignal zueinander addiert. Gleichzeitig muss allerdings sichergestellt werden, dass die obere und untere Begrenzung des Reglerausgangssignals dynamisch stets um die Steuergröße verschoben wird, so dass für die Summe aus Steuergröße und Stellgröße stets der Stellbereich 0 bis 1 gilt. Selbstverständlich kann die Steuergröße auch dynamisch dem Reglerausgang aufaddiert werden, so wie es für den Pumpgrenzregler 15 beschrieben wurde.

Für die Ansteuerung des Bypassventils 8 gelten die gleichen Überlegungen wie für das Saugdruckregelventil 10. Die erforderliche Öffnung des Bypassventils 8 ist proportional zur Öffnung des Brenngasregelventils 6. Ist das Brenngasregelventil 6 weit geöffnet, benötigt die Gasturbine 5 viel Brennstoff und das Bypassventil 8 muss weit geöffnet sein, um den erforderlichen Druckabfall zwischen Pipelinedruck und erforderlichem Brenngasdruck vor der Gasturbine 5 zu erreichen. Mit sinkendem Brenngasbedarf muss das Bypassventil 8 schließen, damit bei kleinerem Durchfluss der gleiche Druckverlust erzeugt wird. Darüber hinaus hat auch der Pipelinedruck einen Einfluss auf die Öffnung des Bypassventils 8. Je höher der Pipelinedruck, umso weiter muss das Bypassventil 8 schließen.

Üblich ist der Einsatz eines Bypassreglers 9, dessen Ausgang auf das Bypassventil 8 wirkt. Jede Änderung des Brenngasbedarfs bewirkt eine Änderung des Drucks hinter dem Bypassventil 8. Der Bypassregler 9 reagiert auf diese Druckänderung und verstellt das Bypassventil 8 entsprechend. Bei langsamen Änderungen führt diese Methode zu ausreichend gutem Regelverhalten. Bei schnellen Laständerungen der Gasturbine 5 kann dies jedoch zu unerwünschten großen Änderungen des Brenngasdrucks führen. Abhilfe schafft eine erfindungsgemäße Aufschaltung einer Steuergröße, ermittelt aus Brenngasregelventilstellung und Pipelinedruck, wie für das Saugdruckregelventil beschrieben.

Die Ermittlung der Steuermatrizen, das heißt der Abhängigkeit der Steuergröße von den variablen Prozessgrößen Brenngasdurchfluss bzw. Stellung des Brenngasregelventils sowie Drücken und Temperaturen vor und hinter den Ventilen kann auf verschiedene Weisen erfolgen.

Viele komplexe technische Systeme werden heute vor ihrer Realisierung dynamisch simuliert. Dazu wird das dynamische Verhalten der verwendeten Komponenten in einem Computerprogramm nachgebildet. Beliebige Systemstörungen und Betriebsbedingungen können am Computer nachgebildet werden, bevor die Anlage gebaut wird. Sofern ein solches Simulationsmodell existiert, können die Steuermatrizen mittels Simulation ermittelt werden. Dieses kann bei dem beschriebenen Regelverfahren wie folgt erfolgen. Bei

maximalem Pipelinedruck wird die Stellung des Brenngasregelventils 6 in Schritten von jeweils 10% verstellt. Nach Erreichen eines stabilen Arbeitspunktes werden jeweils der Pipelinedruck, die Position des Brenngasregelventils 6, die Position des Saugdruckregelventils 10 und die Position des Bypassventils 8 notiert. Anschließend wird der Pipelinedruck um 10% abgesenkt und ein weiterer Datensatz für alle Positionen des Brenngasregelventils 6 notiert. Nachdem der gesamte Bereich der möglichen Pipelinedrücke durchfahren wurde, liegt eine dreidimensionale Zuordnungsmatrix für die Position des Saugdruckregelventils 10 und des Bypassventils 8 in Abhängigkeit von den messbaren Größen Pipelinedruck und Brenngasregelventilposition vor. Diese Zuordnungsmatrix muss im Pumpgrenzregler 15 hinterlegt werden. Bei Pipelinedrücken zwischen zwei Stützpunkten oder Brenngasregelventilpositionen zwischen zwei Stützpunkten kann linear interpoliert werden.

Statt einer Ermittlung der Zuordnungsmatrix per dynamischer Simulation besteht auch die Möglichkeit, diese nach Installation der Maschinenanlage messtechnisch zu erfassen. Die Anlage muss hierzu in die verschiedenen Betriebspunkte gefahren werden und die Messgrößen sind zu notieren. Hierdurch erhält man die gleiche Zuordnungsmatrix.

Eine dritte Möglichkeit besteht darin, die Zuordnungsmatrix unter Verwendung der thermodynamischen und strömungstechnischen Daten aller Anlagenkomponenten theoretisch zu errechnen.

Alle zur Pumpgrenzregelung zu Beginn dieser Beschreibung gemachten Erläuterungen gelten selbstverständlich auch für die Regelung und Steuerung von Reduzierventilen und Bypassventilen.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Schutz eines Turbokompressors (3) mit einem nachgeschalteten Prozess vor einem Betrieb im instabilen Arbeitsbereich mittels eines Maschinenreglers, der neben einem Pumpgrenzregler (15) gegebenenfalls einen Saugdruckregler (11), einen Enddruckregler (20) und einen Bypassregler (9) enthält, durch den nach Maßgabe von Messgrößen im Kompressoreintritt und Kompressoraustritt ein geregeltes Verstellen eines Pumpgrenzregelventils (13) sowie gegebenenfalls eines Bypassventils (8), eines Saugdruckregelventils (10) und eines Stellantriebes (20) für die Kompressoreintrittsschaufeln (21) erfolgt, dadurch gekennzeichnet, dass aus der Stellung eines den Durchfluss zum Prozess bestimmenden Stellorgans (Brenngasregelventil 6) unter Berücksichtigung gegebenenfalls weiterer Einflussgrößen wie Kompressoransaugdruck und Kompressoraustrittsdruck und Kompressoransaugtemperatur sowie dem Prozessdruck eine Steuermatrix ermittelt wird, die in dem Maschinenregler abgespeichert wird und anhand derer bei einer schnellen transienten Arbeitspunktänderung die erforderliche Position des Pumpgrenzregelventils (13) sowie des Bypassventils (8), des Saugdruckregelventils (10) und des Stellantriebes (22) für die Kompressoreintrittsschaufeln (21) direkt ermittelt und diese Steuergröße dem Pumpgrenzregelventil (13), dem Saugdruckregler (11), dem Enddruckregler (20) und dem Bypassregler (9) direkt als Stellgröße aufgeprägt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix durch dynamische Simulation ermittelt wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix durch Messung der Eingangs- und Ausgangsgrößen mittels Betrieb der Kom-

pressoranlage ermittelt wird.

4. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix rechnerisch unter Zugrundelegung der thermodynamischen und strömungstechnischen Daten der Anlage ermittelt wird.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix aus dem gemessenen Durchfluss zum Prozess eine Steuergröße zur Öffnung des Pumpgrenzregelventils (13) ermittelt, die dem Pumpgrenzregelventil (13) direkt aufgeschaltet wird.

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuergröße nur dann auf das Pumpgrenzregelventil (13) wirkt, wenn der neue Arbeitspunkt des Turbokompressors (3) im instabilen Arbeitsbereich liegt.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Steuergröße der Ausgang des Pumpgrenzreglers (15) additiv überlagert wird, und dass ein Feinabgleich vorgenommen wird, wenn die Steuergröße den erforderlichen Zielwert nicht völlig trifft.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuergröße direkt auf den Integralteil des Pumpgrenzreglers (15) wirkt und diesen verändert.

9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Grenzen des Integralteil des Pumpgrenzreglers (15) in Abhängigkeit von der Steuergröße derart verändert werden, dass die Summe aus Reglerausgang und Steuergröße die zulässigen Grenzen des Stellbereichs für das Pumpgrenzregelventil (13) nicht überschreiten, gleichzeitig aber der volle Stellbereich ausgenutzt werden kann.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bestimmung der Sollposition des Pumpgrenzregelventils (13) Druck und Temperatur vor und hinter dem Pumpgrenzregelventil (13) gemessen werden und der Berechnung derart eingefügt werden, dass die Steuermatrix den erforderlichen Massenstrom durch das Pumpgrenzregelventil (13) liefert und anhand der Dimensionierungsgleichungen für Ventile aus dem erforderlichen Massenstrom unter Berücksichtigung von Druck und Temperatur vor und hinter dem Pumpgrenzregelventil (13) die erforderliche Stellung des Pumpgrenzregelventils (13) ermittelt.

11. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass aus der Position des prozessseitigen Stellorgans (Brenngasregelventils 6) unter Berücksichtigung von Druck und Temperatur vor und hinter dem prozessseitigen Stellorgan (Brenngasregelventil 6) der Massenstrom zum Prozess bestimmt wird und dieser Massenstrom als Prozessmassenstrom berücksichtigt wird.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Pumpgrenzregler (15) bei einer Abweichung zwischen Reglerausgang und Stellung des angesteuerten Pumpgrenzregelventils (13) auf die aktuelle Ventilstellung nachgeführt wird.

13. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuergröße nachgebend auf den Ausgang des Pumpgrenzreglers (15) wirkt und stationär auf den Wert null absinkt.

14. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13, unter Verwendung eines dem Turbokompressor (3) vorgeschalteten Saugdruckregelventils, dadurch gekennzeichnet, dass zusätzlich aus Pipelinedruck und Durch-

fluss zum Prozess eine Steuermatrix gebildet wird, deren Ausgangsgröße die Position des Saugdruckregelventils bestimmt.

15. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix durch dynamische Simulation ermittelt wird.

16. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix durch Messung der Eingangs- und Ausgangsgrößen mittels Betrieb der Kompressoranlage ermittelt wird.

17. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix rechnerisch unter Zugrundelegung der thermodynamischen und strömungstechnischen Daten der Anlage ermittelt wird.

18. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix aus der Position des prozessseitigen Stellorgans (Brenngasregelventils 6) eine Steuergröße zur Öffnung des Saugdruckregelventils (10) ermittelt, die dem Saugdruckregelventil (10) direkt aufgeschaltet wird.

19. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass der Steuergröße der Ausgang eines Saugdruckreglers (11) additiv überlagert wird, und ein Feinabgleich vorgenommen wird, wenn die Steuergröße den erforderlichen Zielwert nicht völlig trifft.

20. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuergröße direkt auf den Integralteil des Pumpgrenzreglers (15) wirkt und diesen verändert.

21. Verfahren nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, dass die Grenzen des Integralteil des Saugdruckreglers (11) in Abhängigkeit von der Steuergröße derart verändert werden, dass die Summe aus Reglerausgang und Steuergröße die zulässigen Grenzen des Stellbereichs für das Saugdruckregelventil nicht überschreiten, gleichzeitig aber der volle Stellbereich ausgenutzt werden kann.

22. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bestimmung der Sollposition des Saugdruckregelventils (10) Druck und Temperatur vor und hinter dem Saugdruckregelventils (10) gemessen werden und der Berechnung derart eingefügt werden, dass die Steuermatrix den erforderlichen Massenstrom durch das Saugdruckregelventil liefert und anhand der Dimensionierungsgleichungen für Ventile aus dem erforderlichen Massenstrom unter Berücksichtigung von Druck und Temperatur vor und hinter dem Saugdruckregelventil die erforderliche Stellung des Ventils ermittelt.

23. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuergröße nachgebend auf den Saugdruckregler (11) wirkt und stationär auf den Wert null absinkt.

24. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass aus der Position des prozessseitigen Stellorgans (Brenngasregelventils 6) unter Berücksichtigung von Druck und Temperatur vor und hinter dem prozessseitigen Stellorgan (Brenngasregelventil 6) der Massenstrom zum Prozess bestimmt wird und dieser Massenstrom als Prozessmassenstrom berücksichtigt wird.

25. Verfahren nach einem der Ansprüche 14 bis 24, dadurch gekennzeichnet, dass der Saugdruckregler (11) bei einer Abweichung zwischen Reglerausgang und Stellung des angesteuerten Saugdruckregelventils (10) auf die aktuelle Ventilstellung nachgeführt wird.

26. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13 bzw.

14 bis 25, unter Verwendung eines den Turbokompressor (3) umföhrnden Bypassventils (8), dadurch gekennzeichnet, dass aus Pipelinedruck und Durchfluss zum Prozess eine Steuermatrix gebildet wird, deren AusgangsgröÖe die Position des Bypassventils (8) bestimmt. 5

27. Verfahren nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix durch dynamische Simulation ermittelt wird.

28. Verfahren nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix durch Messung der Eingangs- und AusgangsgröÖen mittels Betrieb der Kompressoranlage ermittelt wird. 10

29. Verfahren nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix rechnerisch unter Zugrundelegung der thermodynamischen und strömungstechnischen Daten der Anlage ermittelt wird. 15

30. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 29, dadurch gekennzeichnet, dass die Steuermatrix aus der Position des prozesseitigen Stellorgans (Brenngasregelventils 6) eine SteuergröÖe zur Öffnung des Bypassventils (8) ermittelt, die dem Bypassventil (8) direkt aufgeschaltet wird. 20

31. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 30, dadurch gekennzeichnet, dass der SteuergröÖe der Ausgang des Bypassreglers (9) additiv überlagert wird, und dass ein Feinabgleich vorgenommen wird, wenn die SteuergröÖe den erforderlichen Zielwert nicht völlig trifft. 25

32. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 31, dadurch gekennzeichnet, dass die SteuergröÖe direkt auf den Integralteil des Bypassreglers (9) wirkt und diesen verändert. 30

33. Verfahren nach Anspruch 32, dadurch gekennzeichnet, dass die Grenzen des Integralteil des Bypassreglers (9) in Abhängigkeit von der SteuergröÖe derart verändert werden, dass die Summe aus Reglerausgang und SteuergröÖe die zulässigen Grenzen des Stellbereichs für das Bypassventil (8) nicht überschreiten, gleichzeitig aber der volle Stellbereich ausgenutzt werden kann. 35 40

34. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 33, dadurch gekennzeichnet, dass zur Bestimmung der Sollposition des Bypassventils (8) Druck und Temperatur vor und hinter dem Bypassventil (8) gemessen werden und der Berechnung derart eingefügt werden, dass die Steuermatrix den erforderlichen Massenstrom durch das Bypassventil (8) liefert und anhand der Dimensionierungsgleichungen für Ventile aus dem erforderlichen Massenstrom unter Berücksichtigung von Druck und Temperatur vor und hinter dem Bypassventil (8) die erforderliche Stellung des Bypassventils (8) ermittelt. 45 50

35. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 34, dadurch gekennzeichnet, dass die SteuergröÖe nachgebend auf den Bypassregler (9) wirkt und stationär auf den Wert null absinkt. 55

36. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 35, dadurch gekennzeichnet, dass aus der Position des prozesseitigen Stellorgans (Brenngasregelventils 6) unter Berücksichtigung von Druck und Temperatur vor und hinter dem (Brenngasregelventil 6) der Massenstrom zum Prozess bestimmt wird und dieser Massenstrom als Prozessmassenstrom berücksichtigt wird. 60

37. Verfahren nach einem der Ansprüche 26 bis 36, dadurch gekennzeichnet, dass der Bypassregler (9) bei einer Abweichung zwischen Reglerausgang und Stellung des angesteuerten Ventils auf die aktuelle Ventil- 65

stellung nachgeführt wird.

38. Verfahren nach den Ansprüchen 11, 18, 24, dadurch gekennzeichnet, dass der prozesseitige Massenstrom durch eine Messung bestimmt wird.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

